

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

第2778038号

(45) 発行日 平成10年(1998) 7月23日

(24) 登録日 平成10年(1998) 5月8日

(51) Int.Cl.<sup>8</sup>

識別記号

F I

F 1 6 H 37/02  
15/38F 1 6 H 37/02  
15/38

A

請求項の数 8 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願昭63-142868	(73) 特許権者	999999999 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22) 出願日	昭和63年(1988) 6月10日	(72) 発明者	大越 秀雄 神奈川県藤沢市弥勒寺4-4-10
(65) 公開番号	特開平1-312266	(74) 代理人	弁理士 森 哲也 (外3名)
(43) 公開日	平成1年(1989)12月18日		
審査請求日	平成7年(1995) 2月6日	審査官	柳 五三

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル形無段変速装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸に連結した入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラが傾転自在に転接されたトロイダル形無段変速機と、その出力ディスクに接続された遊星歯車機構とを備えたトロイダル形無段変速装置において、前記遊星歯車機構は、サンギヤが前記出力ディスクに連結された第1及び第2の遊星歯車組と、前記第1の遊星歯車組の所定の要素を固定して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取出して前記第2の遊星歯車組及び出力軸に伝達する第1の動力伝達機構と、前記第2の遊星歯車組の所定の要素を前記入力軸に連結して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取出して前記出力軸に伝達する第2の動力伝達機構と、前記第1の遊星歯車組の所定の要素を前記入力軸に連結して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取り出して前記

第2の遊星歯車組及び出力軸に伝達する第3の動力伝達機構とを備えていることを特徴とするトロイダル形無段変速装置。

【請求項2】 前記第1及び第2の遊星歯車組はシングルピニオン形に構成され、第1の動力伝達機構は、第1の遊星歯車組のプラネタリキャリアと固定部との間に介装された締結部材と、第1の遊星歯車組のリングギヤ、第2の遊星歯車組のプラネタリキャリア及び出力軸を連結する連結部とを備えている請求項(1)記載のトロイダル形無段変速装置。

【請求項3】 前記第1の遊星歯車組はダブルピニオン形に、第2の遊星歯車組はシングルピニオン形にそれぞれ構成され、前記第1の動力伝達機構は、第1の遊星歯車組のリングギヤと固定部との間に介挿された締結部材と、第1及び第2の遊星歯車組のプラネタリキャリア及

び出力軸を連結する連結部とを備えている請求項(1)記載のトロイダル形無段変速装置。

【請求項4】前記第1及び第2の遊星歯車組は、ダブルピニオン形に構成され、前記第1の動力伝達機構は、第1の遊星歯車組のリングギヤと固定部との間に介装された締結部材と、第1の遊星歯車組のプラネタリキャリア、第2の遊星歯車組のリングギヤ及び出力軸を連結する連結部とを備えている請求項(1)記載のトロイダル形無段変速装置。

【請求項5】前記第2の動力伝達機構は、第2の遊星歯車組の出力軸に連結された要素及びサンギヤ以外の要素と入力ディスクとの間を接続する締結部材を備えている請求項(1)乃至(4)の何れかに記載のトロイダル形無段変速装置。

【請求項6】前記第3の動力伝達機構は、第1の遊星歯車組における固定部との間に締結部材が介挿された部材と入力軸との間を接続する締結部材を備えている請求項(2)乃至(5)の何れかに記載のトロイダル形無段変速装置。

【請求項7】入力軸、トロイダル形無段変速機、第1及び第2の遊星歯車組及び出力軸が同一軸線上に配設され、第2及び第3の動力伝達機構が前記軸線と平行で一端が入力軸に連結された中間軸と第2及び第1の遊星歯車組との間に配設されている請求項(1)乃至(6)の何れかに記載のトロイダル形無段変速装置。

【請求項8】入力軸とトロイダル形無段変速機とが同一軸線上に配設され、該軸線と平行な軸線上に第1及び第2の遊星歯車組及び出力軸が配設されている請求項

(1)乃至(6)の何れかに記載のトロイダル形無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

〔産業上の利用分野〕

この発明は、大きな変速比と高い伝達効率を得ることができるトロイダル形無段変速装置に関する。

〔従来の技術〕

従来のトロイダル形無段変速装置としては、米国特許第4,628,766号明細書に記載されているものがある。

この従来例は、その概略構成を第8図に示すように、外部のエンジン等からの回転力が伝達される入力軸100に2つの入力ディスク101が所定間隔を保ち且つ互いに対向して軸方向に加圧可能に固着され、これら入力ディスク101間に入力ディスク102が回転自在に配設され、各入力ディスク101及び出力ディスク102間に複数のパワーローラ103が傾転自在に転接されている。

出力ディスク102には、入力軸100に回転自在に外嵌された外筒104が連結され、この外筒104に第1の遊星歯車組105のサンギヤ106が固着されている。第1の遊星歯車組105のプラネタリキャリア107及び固定部(ハウジング)間には、ブレーキ108が介装されている。

入力軸100には、ダブルピニオン式の第2の遊星歯車

組110のサンギヤ111が固着され、この第2の遊星歯車組110のプラネタリキャリア112及び前記外筒104間にクラッチ113が介装されている。また、第1の遊星歯車組105のリングギヤ109と第2の遊星歯車組110のリングギヤ114とが一体に連結されている。

そして、第2の遊星歯車組110のプラネタリキャリア112が歯車116を固着した回転軸117に連結され、その歯車116がこれに噛合する歯車118を介して出力軸119に連結されている。

而して、ブレーキ108を作動状態とし、クラッチ113を非締結状態とする第1の状態において、出力ディスク102が入力軸100と逆方向に最も速く回転する変速機構の最大増速位置では、第1の遊星歯車組105のリングギヤ109に一体に連結された第2の遊星歯車組110のリングギヤ114が、入力軸100に連結された第2の遊星歯車組110のサンギヤ111よりも早い周速で回転し、第2の遊星歯車組110のプラネタリキャリア112及び回転軸117は入力軸100よりも遅い角速度で入力軸100と同方向に回転する。このため、回転軸117と歯車116及び118を介して連結された出力軸119は、入力軸100と逆方向に低速で回転する後退位置となる。

この状態から無段変速機構が減速側に変速されて出力ディスク102の角速度が低下すると、これに応じて第1及び第2の遊星歯車組105及び110のリングギヤ109及び114の角速度も低下し、第2の遊星歯車組110におけるリングギヤ114の内歯と周速とサンギヤ111の外歯の周速が一致するとプラネタリキャリア112の回転が停止し、回転軸117及び出力軸119の回転も停止する。

この出力軸119の回転停止状態からさらに無段変速機構が減速側に変速されて第2の遊星歯車組110におけるリングギヤ114の周速がサンギヤ111の周速より遅くなると、プラネタリキャリア112が入力軸110とは逆方向に回転を開始し、これに応じて出力軸119が入力軸100と同方向に回転して前進状態の第1モードとなる。

そして、無段変速機構が最大減速位置となったときにブレーキ108を解放すると共に、クラッチ113を締結してシンクロナスに前進状態の第2モードに切換えると、出力ディスク102の回転力は、外筒104、クラッチ113及びプラネタリキャリア112を介して回転軸117に伝達され、回転軸117は入力軸100と逆方向に入力軸100よりも遅い速度で回転することになり、出力軸119は入力軸100と同方向に回転して前進状態を継続し、その入力軸100に耐える回転軸117の速度比は回転軸117が出力ディスク102によって直接駆動されるので、無段変速機構の速度比と同一となる。

〔発明が解決しようとする課題〕

しかしながら、上記従来のトロイダル形無段変速装置にあっては、前記第1の状態では、無段変速機構と遊星歯車組の一方とを介して入力軸100から回転軸117に伝達される動力の一部を他方の遊星歯車組を介して入力軸10

0に戻す動力循環の状態となっている。特に、入力軸100に対して回転軸117が逆方向に回転する前進状態では、遊星歯車組で伝達した動力を無段変速機構を介して入力軸に戻す所謂インバースパワーリジェネレートの状態となる。この状態では、回転軸117の回転速度が速い無段変速機構の最大増速位置近傍では無段変速機構を介して入力軸100に戻す動力は、入力軸100の動力の一部なので、無段変速機構の伝達効率が悪くてもそこでの損失は少なく、変速装置全体としての効率には余り影響しないが、回転軸117の回転速度が極遅い無段変速機構の中速乃至減速位置では入力軸100から第2の遊星歯車組110に伝達した動力の大半を無段変速機構を介して入力軸100に戻すことになり、遊星歯車組110及び無段変速機構で構成される動力伝達機構で伝達する動力は、原動機から入力軸に加えられる動力よりも著しく大きくなる。この結果、無段変速機構は歯車に比較して動力伝達効率が低いので、動力伝達機構で伝達する動力の大半が無段変速機構内で消費されることになり、無段変速機構に破損、焼損等を生じるおそれがある問題点がある。

また、無段変速機構が最大増速位置になって、回転軸117が入力軸100と同方向に回転する後退位置では、無段変速機構を経て伝達した動力の一部を入力軸100に戻す所謂パワーリジェネレート状態になり、無段変速機構を通る動力は原動機の動力より常に大きく、低速で前進位置にある場合と同様の問題がある。

したがって、前進状態の第1モード及び後退モードにおいては、無段変速機構の破損、焼損等を防止するために、原動機の出力を制限する必要があり、原動機の有する能力を最大限に利用することができないと共に、大出力の原動機を適用することができないという問題点があった。

一方、前進状態の第2モードでは、全ての動力を無段変速機構を介して伝達するので、常に歯車変速機よりも動力伝達効率が低く、特にトロイダル形無段変速装置を車両の変速装置として使用した場合には、第1モードよりも第2モードの方が使用頻度が高いので、無段変速であることによる燃費の向上効果を見込んでも歯車式変速機より低燃費を期待することは難しいという問題点もあった。

そこで、この発明は、上記従来例の問題点に着目してなされたものであり、動力瞬間状態でのトロイダル形無段変速機を動力を少なくして動力伝達効率を向上させると共に、大きな変速比を得ることが可能で且つ低燃費を達成することができるトロイダル形無段変速装置を提供することを目的としている。

〔問題点を解決するための手段〕

上記目的を達成するために、この発明は、入力軸に連結された入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラが傾転自在に転接されたトロイダル形無段変速機と、その出力ディスクに接続された遊星歯車機構とを備

えたトロイダル形無段変速装置において、前記遊星歯車機構は、サンギヤが前記出力ディスクに連結された第1及び第2の遊星歯車組と、前記第1の遊星歯車組の所定の要素を固定して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取出して前記第2の遊星歯車組及び出力軸に伝達する第1の動力伝達機構と、前記第2の遊星歯車組の所定の要素を前記入力軸に連結して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取出して前記出力軸に伝達する第2の動力伝達機構と、前記第1の遊星歯車組の所定の要素を前記入力軸に連結して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取り出して前記第2の遊星歯車組及び出力軸に伝達する第3の動力伝達機構とを備えていることを特徴としている。

ここで、第1及び第2の遊星歯車組をシングルピニオン形に構成したときには、第1の動力伝達機構を、第1の遊星歯車組のプラネタリキャリアと固定部との間に介挿したクラッチ、ブレーキ等の締結部材と、第1の遊星歯車組のリングギヤ、第2の遊星歯車組のプラネタリキャリア及び出力軸を連結する連結部材とで構成し、第2の動力伝達機構を、第2の遊星歯車組のリングギヤと入力軸との間に介挿したクラッチ等の締結部材で構成し、第3の動力伝達機構を、第1の遊星歯車組のプラネタリキャリアと入力軸との間に介挿したクラッチ等の締結部材で構成する。

また、第1の遊星歯車組をダブルピニオン形に構成し、第2の遊星歯車組をシングルピニオン形に構成したときには、第1の動力伝達機構を第1の遊星歯車組のリングギヤと固定部との間に介挿したクラッチ、ブレーキ等の締結部材と、第1の遊星歯車組のプラネタリキャリア、第2の遊星歯車組のプラネタリキャリア及び出力軸を連結する連結部材とで構成し、第2の動力伝達機構を、第2の遊星歯車組のリングギヤと入力軸との間に介挿したクラッチ等の締結部材で構成し、第3の動力伝達機構を、第1の遊星歯車組のリングギヤと入力軸との間に介挿したクラッチ等の締結部材で構成する。

さらに、第1及び第2の遊星歯車組をそれぞれダブルピニオン形に構成したときには、第1の動力伝達機構を、第1の遊星歯車組のリングギヤと固定部との間に介挿したクラッチ、ブレーキ等の締結部材と、第1の遊星歯車組のプラネタリキャリア、第2の遊星歯車組のリングギヤ及び出力軸とを連結する連結部材とで構成し、第2の動力伝達機構を第2の遊星歯車組のプラネタリキャリア及び入力軸間に介挿したクラッチ等の締結部材で構成し、第3の動力伝達機構を、第1の遊星歯車組のリングギヤと入力軸との間に介挿したクラッチ等の締結部材で構成する。

またさらに、入力軸、トロイダル形無段変速機構、第1及び第2の遊星歯車組及び出力軸は、同一軸線上に配置してもよく、入力軸及びトロイダル形無段変速機構を同一軸線上に配置し、この軸線と平行な軸線上に第1及

び第2の遊星歯車組及び出力軸を配置するようにしてもよい。

#### 〔作用〕

この発明において、第1の動力伝達機構を作動させて第1の遊星歯車組の所定の要素（シングルピニオン形ではプラネタリキャリア、ダブルピニオン型ではリングギヤ）を固定することにより、入力軸とは逆方向に回転するトロイダル形無段変速機構の出力ディスクの回転駆動力を第1の遊星歯車組を介して出力軸に輸入軸と同方向回転となるように伝達して前進状態の第1モードを得ることができる。

また、この第1モードにおいて、トロイダル形無段変速機を最大増速位置とした状態で、第1の動力伝達機構を非作動状態とし、これに代えて第2の動力伝達機構を作動させて第2の遊星歯車組の所定の要素（シングルピニオン形ではリングギヤ、ダブルピニオン形ではプラネタリキャリア）を入力軸に連結することにより、入力軸の回転駆動力をトロイダル形無段変速機を介さずに直接第2の遊星歯車組を介して出力軸に伝達すると共に、その一部を第2の遊星歯車組及びトロイダル形無段変速機を介して入力軸に戻す所謂インバースパワージェネレート状態となる前進状態の第2モードを得ることができる。この第2モードでトロイダル形無段変速機を減速側に変速することにより、出力軸の回転速度が増加する。この第2モードでは、トロイダル形無段変速機を通る動力は入力軸から伝達される駆動力と略同程度もしくはそれ以下に抑えることができ、トロイダル形無段変速機内での動力損失を極めて少なくすることができ、高い動力伝達率と第1モード及び第2モードの組み合わせにより大きな変速比と低燃費とを達成することができる。

さらに、第2モードにおいて、トロイダル形無段変速機を最大減速位置とした状態で、第2の動力伝達機構を非作動状態とし、これに代えて第3の動力伝達機構を作動させて第1の遊星歯車組の所定要素（シングルピニオン形ではプラネタリキャリア、ダブルピニオン型ではリングギヤ）を入力軸と連結することにより、第1の遊星歯車組に、入力軸からトロイダル形無段変速機を介して第1の遊星歯車組に伝達される動力と、入力軸から第3の動力伝達機構を介して伝達される動力とが加わって伝達され、所謂トルクスプリット状態となる。この状態でも、入力軸からトロイダル形無段変速機を介して第1の遊星歯車組に伝達される動力は、常に入力軸に加えられる動力よりも小さい。この第3モードでトロイダル形無段変速機を増速側に変速することにより、出力軸の回転速度がさらに増加し、第1、第2及び第3モードの組み合わせにより更に大きな変速比が得られる。

#### 〔実施例〕

以下、この発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図はこの発明の第1実施例を示す系統図である。

図中、1はトロイダル形無段変速装置であって、トロ

イダル形無段変速機10と遊星歯車機構20とを備えてる。

トロイダル形無段変速機10は、固定部にベアリング11を介して回転自在に支持され、且つエンジン等の原動機に連結された入力軸12と、この入力軸12に加圧機構13を介して連結された入力ディスク14と、この入力ディスク14に対向して固定部にベアリング15を介して回転自在に支持された出力ディスク16と、入力ディスク14及び出力ディスク16間に傾転自在に転接する複数のパワーローラ17と、出力ディスク16に連結された出力軸18とを備えている。このトロイダル形無段変速機10は、入力軸12に伝達された回転駆動力が入力ディスク14、パワーローラ17及び出力ディスク16を介して出力軸18に伝達され、その速度比即ち出力ディスク16の回転速度を入力ディスク14の回転速度で除した値がパワーローラ17の傾転角によって決定される。すなわち、パワーローラ17が水平状態にあるときに、速度比が1の中立状態となり、これより各パワーローラ17の右端側が入力軸12から離れる方向に傾転することこれに応じて速度比が低下し、逆に各パワーローラ17の左端側が入力軸12から離れる方向に傾転するとこれに応じて速度比が増加する。なお、この実施例においては、パワーローラ17が最大減速位置にある状態での最小速度比 $V_{MIN}$ が0.45に、最大増速位置にある状態での最大速度比 $V_{MAX}$ が2.25に選定されて変速比（ $=V_{MAX}/V_{MIN}$ ）が5.0に設定されている。

遊星歯車機構20は、第1の遊星歯車組21A及び第2の遊星歯車組21bと、これら遊星歯車組21A、21bの作動を制御する第1の動力伝達機構22A、第2の動力伝達機構22B及び第3の動力伝達機構22Cと、第2の遊星歯車組21Bの所定要素を固定部に選択的に固定する締結部材23とを備えている。

第1の遊星歯車組21Aには、トロイダル形無段変速機10の出力軸18に連結されたサンギヤ25と、これに噛合する複数のピニオンギヤ26と、各ピニオンギヤ26を連繋するプラネタリキャリア27と、ピニオンギヤ26に噛合するリングギヤ28とを備えたシングルピニオン形に構成されており、リングギヤ28が第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32を介して出力軸34に連結されている。

第2の遊星歯車組21Bは、トロイダル形無段変速機10の出力軸18に連結されたサンギヤ30と、これに噛合する複数のピニオンギヤ31と、各ピニオンギヤ31を連繋するプラネタリキャリア32と、各ピニオンギヤ31に噛合するリングギヤ33を備えたシングルピニオン形に構成されている。

第1の動力伝達機構22Aは、第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27とハウジング等の固定部との間に介装された締結部材としてのクラッチ35を備えている。

第2の動力伝達機構22Bは、トロイダル形無段変速機10の入力軸12に歯車36及び37を介して連結された副回転軸38と、これに固着された歯車39に噛合する歯部を外周面に形成し、出力軸34と同軸的にベアリング40を介して

回転自在に指示された回転筒体41と、この回転筒体41及び第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33間に介装された締結部材としてのクラッチ42とを備えている。

第3の動力伝達機構22Cは、前記第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27に連結されて一体に回転する歯車43と、この歯車43に噛合し、前記第2の動力伝達機構22Bの副回転軸38にベアリング44を介して回転自在に支持された歯車45と、この歯車45と副回転軸38に固着された回転筒体46との間に介挿されたクラッチ47とを備えている。

締結部材23は、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33とハウジング等の固定部との間に介装されたブレーキ48を備えている。

なお、49は、トロイダル形無段変速機10の出力軸18、出力ディスク16及び第1の遊星歯車組21Aのサイギヤ25との間とハウジング等の固定部との間に介装されたワンウェイクラッチであり、出力軸18の入力軸12と逆方向の回転のみを許容し、入力軸12と同方向の回転を阻止する。

次に、上記第1実施例の動作を説明する。

今、入力軸12が停止しており、且つトロイダル形無段変速機10が最大減速位置にあると共に、クラッチ35、42、47及びブレーキ48が解放状態にあるものとする。

この状態で、入力軸12が所定方向に回転開始されると、この入力軸12の回転に伴ってトロイダル形無段変速機10の入力ディスク14が入力軸12と同方向に同一回転速度で回転する。このとき、パワーローラ17が最大減速位置にあるので、入力ディスク14の回転がパワーローラ17を介して出力ディスク16に入力軸12と逆方向回転で且つ入力軸12より低速回転となるように伝達され、出力軸18も入力軸12と逆方向で且つ低速回転される。しかしながら、この状態では、クラッチ35、42、47及びブレーキ48が解放状態であり、出力軸18に連結されている第1及び第2の遊星歯車組21A、21Bは、プラネタリキャリア27、32及びリングギヤ28、33が自由回転するので、サンギヤ25、30が回転してその回転力が出力軸34に伝達されることはなく、出力軸34は回転停止状態を維持する。

この出力軸34の回転停止状態からクラッチ35のみを作動させて締結状態とすると、これにより第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27が固定部に固定されることになるので、そのリングギヤ28が出力軸18と逆方向に回転を開始し、その回転力が第2遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32を介して出力軸34に伝達され、出力軸34が入力軸12と同方向に回転する前進状態の第1モードが得られる。このとき、トロイダル形無段変速機10の最大速度比 $V_{MAX}$ より第1の遊星歯車組21Aの歯数比（リングギヤ28の歯数／サンギヤ25の歯数）を大きく選定すれば、リングギヤ28従って出力軸34は、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大増速位置にある状態でも入力軸12よりも遅い速度で回転する。

この第1モードでは、第2の遊星歯車組21Bは、そのリングギヤ33が解放されているので、動力伝達に何ら関与しておらず、この第2の遊星歯車組21B及び出力軸18を通じてトロイダル形無段変速機10に動力が戻される動力循環状態が発生することはない。

そして、第1モードを維持しながらトロイダル形無段変速機10を増速側即ちパワーローラ17をその左端が入力軸12から離れる方向に傾転させると、その傾転に応じて出力軸18の回転速度が速くなり、これに伴って第1の遊星歯車組21Aのリングギヤ28及び第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32の回転速度が増加して出力軸34の回転速度が増加し、第2図に示すように、トロイダル形無段変速装置1全体の速度比が、トロイダル形無段変速機10の速度比が0.45であるときの速度比0.111から次第に増加する。この場合、第2の遊星歯車組21B及び歯車36、37、39及び41の歯数比を所定値に選定することにより、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大増速位置となったときに、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33の周速と入力軸12に副回転軸38を介して連結されている歯車41のクラッチ42との接続部における周速とを一致させることができる。

したがって、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大増速位置にある状態で、クラッチ35を解放し、これに代えてクラッチ42を接続することにより、前進状態の第2モードにシンクロナスチェンジすることができる。

この第2モードとなると、見掛け上入力軸12の回転駆動力の一部が歯車36、37を介して副回転軸38に伝達され、この副回転軸38の回転駆動力が歯車39、41及びクラッチ42を介して第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に直接伝達され、リングギヤ33が入力軸12と同方向に回転すると共に、入力軸12の回転駆動力の他部がトロイダル形無段変速機10を介して第2の遊星歯車組21Bのサンギヤ30に伝達され、サンギヤ30が入力軸12と逆方向に回転する。このとき、第1の遊星歯車組21Aは、クラッチ35が非締結状態であるので、プラネタリキャリア24が解放状態となり、動力伝達には関与しない。

この第2モードでは、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に直接入力軸12の回転駆動力が伝達され、サンギヤ30はリングギヤ33によるプラネタリキャリア32の回転を減速する方向に回転するので、リングギヤ33に入力される回転駆動力の一部がピニオン31、サンギヤ30、出力軸18、出力ディスク16、パワーローラ17、入力ディスク14及び加圧機構13を介して入力軸12に戻される所謂インバースパワーリジェネレート状態となる。このとき、出力軸34の回転速度は、第2図及び第3図に示すように、無段変速装置の速度比が約0.56～1.0の範囲であることから、最低でも入力軸12の回転速度の半分程度あるので、トロイダル形無段変速機10を介して戻される動力はエンジンから入力軸12に伝達される動力と略同程度もし

くはそれ以下に抑えることができる。

そして、この状態からトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を減速側に傾転させると、これに伴って出力ディスク16従って出力軸18の回転速度が低下し、第2の遊星歯車組21Bのサンギヤ30の回転速度が低下するので、この分プラネタリキャリア32の回転速度が増加し、出力軸34の回転速度も増加し、トロイダル形無段変速装置1全体の速度比も第2図に示すように増加する。このため、第2の遊星歯車組21Bのサンギヤ30からトロイダル形無段変速機10を介して入力軸12に伝達される動力がさらに小さくなる。

さらにパワーローラ17を減速側に傾転させて最大減速位置に達すると、第2図に示すように、トロイダル形無段変速機10の速度比が最小値 $V_{MIN}$ となり、これに応じて第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32の回転速度が増加する。そして、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大減速位置にあるとき出力軸34の回転速度が入力軸12の回転速度と略等しくなり、変速装置全体の速度比が1.0となるようにした第2図の場合には、結局、変速比「5.0」のトロイダル形無段変速機10を使用して、最小速度比 $V_{TMIN}$ が0.111で最大速度比 $V_{TMAX}$ が1.0となる $V_{TMAX}/V_{TMIN}$ で表される変速比「9.0」( $\approx 1.0/0.111$ )のトロイダル形無段変速装置1を得ることができる。

したがって、第2モードでは、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大増速位置にある状態で、トロイダル形無段変速機10の伝達動力比即ちトロイダル形無段変速機10を通る動力を入力軸12に加わる動力で除した値が、第3図に示すように、第1モードでの入力軸12の回転駆動力が全てトロイダル形無段変速機10を經由して伝達される場合の伝達動力比と等しい1.0となっており、この状態からトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を減速側に傾転させてトロイダル形無段変速装置1全体の速度比を大きくすると、その速度比の増加に応じてトロイダル形無段変速機10の伝達動力比が減少し、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大減速位置となってトロイダル形無段変速装置1の速度比が1.0となったときには、トロイダル形無段変速機10の伝達動力比は第1モードにおける伝達動力比の約11%に低下する。

この第2モードで、第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27に連結された歯車43及びこれに噛合する歯車45の歯数比を所定値に選定することにより、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大減速位置となったときに、第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27と一体に回転する歯車43と噛合して回転する歯車45の回転速度と副回転軸38の回転速度とを一致させることができる。

したがって、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大減速位置にある状態で、クラッチ42を解放

し、これに代えてクラッチ47を接触することにより、前進状態の第3モードにシンクロナスチェンジすることができる。

この第3モードとなると、見掛け上入力軸12の回転駆動力の一部が歯車36, 37を介して副回転軸38に伝達され、この副回転軸38の回転駆動力が回転筒体46、クラッチ47及び歯車45, 43を介して第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27に伝達され、プラネタリキャリア27が入力軸12と同方向に回転すると共に、入力軸12の回転駆動力の他部がトロイダル形無段変速機10を介して第1の遊星歯車組21Aのサンギヤ25に伝達され、サンギヤ25が入力軸12と逆方向に回転し、所謂トルクスプリット状態となる。

したがって、この第3モードでも、トロイダル形無段変速機10を介して第1の遊星歯車組21Aに伝達される動力は常に入力軸12に加えられる動力より小さくなる。

そして、この状態からトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を増速側に傾転させるとこれに伴って出力ディスク16の回転速度が増加し、第1の遊星歯車組21Aにおけるプラネタリキャリア27の回転数は変化しないので、出力軸34の回転速度も増加し、トロイダル形無段変速装置1全体の速度比も第2図に示すように増加する。これと同時にトロイダル形無段変速機10を介して第1の遊星歯車組21Aに伝達される動力も第3図に示すように増加する。

さらにパワーローラ17を増速側に傾転させて最大増速位置に達すると、第2図に示すように、トロイダル形無段変速機10の速度比が最大値 $V_{MAX}$ となり、これに応じて第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32及び出力軸34の回転速度が入力軸12の回転速度の1.444倍となり、変速装置全体の速度比が1.444となるようにした第2図の場合には、結局、変速比「5.0」のトロイダル形無段変速機10を使用して最小変速比0.111で最大速度比 $V_{TMAX}$ が1.444となる $V_{TMAX}/V_{TMIN}$ で表される変速比「13.0」( $\approx 1.444/0.111$ )のトロイダル形無段変速装置1を得ることができる。

したがって、第3モードでは、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大減速位置にある状態で、トロイダル形無段変速機10の伝達動力比即ちトロイダル形無段変速機10を通る動力を入力軸12に加わる動力で除した値が、第3図に示すように、第2モードでの入力軸12の回転駆動力が副回転軸38を介して伝達される場合の伝達動力比と等しい0.11となっており、この状態からトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を増速側に傾転させてトロイダル形無段変速装置1の全体の速度比を大きくすると、その速度比の増加に応じてトロイダル形無段変速機10の伝達動力比が増加し、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17が最大増速位置となってトロイダル形無段変速装置10の速度比が1.444となったときには、トロイダル形無段変速機10の伝達動力比は第1モー

ドにおける伝達動力比の38.5%となり、第2モードにおけるトロイダル形無段変速機10の速度比0.8に相当する。

通常、車両特に自動車に用いる変速機は、小型軽量であると共に、十分な耐久性を要求されているので、単にトロイダル形無段変速機10のみで変速を行う場合には、変速比を余り大きくとることができないうえ、動力伝達効率も最高で90~95%程度を得るのが限度となるが、上記第1の実施例では、第3図に示すように、トロイダル形無段変速装置10の速度比が0.8~1.444の範囲において、トロイダル形無段変速装置10を通る動力が全動力の11~38.5%となるので、仮令トロイダル形無段変速機10の動力伝達効率が90%であって10%の動力損失があるとしても、トロイダル形無段変速機10内での動力損失は全動力の1.1~3.9%に過ぎないことになる。したがって、効率の高い遊星歯車装置の使用と相俟って使用頻度の高い第2モード及び第3モードにおいて通常の主動変速機に近い高効率が得られ、大きな変速比範囲を連続的に変えて燃費の低いエンジン回転数で運転する無段変速効果も加わって手動変速機よりも優れた車両燃費を達成することができる。また、車両用として使用頻度の高い第2モード及び第3モードでトロイダル形無段変速機10を通る動力が小さいのでトロイダル形無段変速機10の寿命が長くなる利点もある。さらに、第1~第3モードの全てのモードで、トロイダル形無段変速機10の伝達動力比が1.0以下即ちエンジンの動力を越える動力がトロイダル形無段変速機10を通ることはなく、エンジン出力を制限する必要がなく、全てのモードにおいてエンジン出力を十分に活用することができる。そのうえ、変速比を10以上の大きな値に設定できるので、燃費効率の高い回転数範囲が狭いディーゼルエンジンやガスタービンを用いた車両にも適用可能となる。

さらに、停車状態からクラッチ35、42、47を非締結状態に維持し、ブレーキ48を作動させると、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33が固定部に固定されることになり、トロイダル形無段変速機10の出力軸18からの回転力が第2の遊星歯車組21Bのサンギヤ30に伝達されているので、プラネタリキャリア32従って出力軸34が出力軸18と同方向即ち入力軸12と逆方向に回転することになり、後退モードとすることができる。

この後退モードでは、前記第1のモードと同様に、入力軸12に伝達される回転力の全てがトロイダル形無段変速機10を通じて伝達されることになり、伝達動力の一部を入力軸12に戻す動力循環が生じることはない。

また、上記第1の実施例では、トロイダル形無段変速機10の出力軸18における出力ディスク16及び第1の遊星歯車組21A間と固定部との間にワンウェイクラッチ49が介装されているので、出力軸18が入力軸12と同方向に回転することが阻止される。これは、トロイダル形無段変速機10の変速原理は、そのパワーローラ17の傾転角度

が、入力ディスク14及び出力ディスク16の回転方向と、パワーローラ17の入力ディスク14及び出力ディスク16に対する入力ディスク14及び出力ディスク16の中心軸と直交する方向での接触位置とによって変更されることを利用しているので、出力ディスク16の回転方向が逆方向になると、変速動作も意図する動作とは逆の変速動作を行うことになり、制御不能に陥ることを防止するためである。因に、ワンウェイクラッチ49が介装されていないものとする、車両が第1のモードとして上り坂発進をするときに、出力軸34のトルクが不足すれば、車両は後退することになり、これが出力軸34、第1の遊星歯車組21A及びトロイダル形無段変速機10の出力軸18を介して出力ディスク16に伝達され、出力ディスク16が入力軸12と同方向に回転することになり、パワーローラ17の傾転方向が本来の傾転方向と逆方向になる。同様のことが後退モードで下り坂発進する場合にも言える。上記第1実施例のように、ワンウェイクラッチ49を出力軸18の出力ディスク16及び第1の遊星歯車組21A間に設けることにより、出力ディスク16の入力軸12と同方向への回転を防ぎ意図する方向と逆方向に変速することなくなると共に、坂道発進の失敗による車両後ずさりを防止することができる。また、このワンウェイクラッチ49の出力側にクラッチ35が配設されることになって、坂道発進失敗時における出力軸34の逆回転駆動力がクラッチ35で一部吸収されることになるので、ワンウェイクラッチ49に掛かる逆方向回転力を小さくすることができ、ワンウェイクラッチ49を小型のものとして引きずりトルクを低減し、動力損失を小さくすると共に、コストを低くすることができる。そして、ワンウェイクラッチ49は、クラッチ35を解放することによって係合が解除される。

なお、ワンウェイクラッチ49は、出力軸18と固定部との間に設ける場合に限らず、出力ディスク16と固定部との間に設けることもできる。

また、上記第1実施例においては、クラッチ35、42及びブレーキ48を遊星歯車機構20と同一軸線上に配置し、クラッチ47を副回転軸38上に配置した場合について説明したが、クラッチ47を歯車43及びプラネタリキャリア27間に設けてもよく、逆に歯車39を歯車45と同様に副回転軸38上に回転自在に設け、この歯車39と副回転軸38との間にクラッチ42を介装し、クラッチ42と歯車39との間と固定部との間にブレーキ23を設けるようにしてもよい。

さらに、第1の遊星歯車組21Aとしてはシングルピニオン型に限定されるものではなく、第4図に示すように、ダブルピニオン型の遊星歯車を適用することでもでき、この場合にはリングギヤ28と固定部との間にクラッチ35を介装し、且つ2組のピニオン26を連繋するプラネタリキャリア27を第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32に連結するようにすれば、上記第1実施例と同様の作用効果を得ることができる。

次に、この発明の第2実施例を第5図について説明す



る。

この第2実施例は、第1の遊星歯車組21A及び第2の遊星歯車組21Bの配置関係が前記第1実施例とは逆関係とされていると共に、両遊星歯車組21A、21Bとしてダブルピニオン型の遊星歯車が適用されている。そして、第1の遊星歯車組21Aの2組のピニオン26を連繋するプラネタリキャリア27が直接出力軸34に連結されていると共に、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に接続され、リングギヤ28と固定部との間に第1の動力伝達機構22Aを構成するブレーキ50が介装され、第2の遊星歯車組21Bの2組のピニオン31を連繋するプラネタリキャリア32がトロイダル形無段変速機10の出力軸18と同軸的にベアリング51によって回転自在に支持された歯車52に固定され、この歯車52に副回転軸38と同軸的にベアリング53によって回転自在に支持された歯車54が噛合され、この歯車54と副回転軸38との間に第2の動力伝達機構22Bを構成するクラッチ59が介装されている。また、第1の遊星歯車組21Aのリングギヤ28に固着された外歯歯車と副回転軸38にベアリング55によって回転自在に支持された歯車56とが噛合され、この歯車56と副回転軸38との間に第3の動力伝達機構22Cを構成するクラッチ57が介挿されている。さらに、歯車52と固定部との間に後退動力伝達機構23を構成するクラッチ58が介装されている。ここで、ブレーキ50を作動状態とし且つトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大増速位置としたときに、クラッチ59の相対速度が零となるように、第2の遊星歯車組21Bの歯数比、歯車52、54の歯数比及び歯車36、37の歯数比が選定され、同様にクラッチ59を作動状態とし且つトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大減速位置としたときにクラッチ57の相対速度が零となるように、第1の遊星歯車組21Aのリングギヤ28に固着された外歯歯車及び歯車56の歯数比が選定されている。

この第2実施例によると、ブレーキ50を作動状態とすると、第1の遊星歯車組21Aのリングギヤ28が固定されるので、プラネタリキャリア27が出力軸18と逆方向即ち入力軸12と同方向に回転し出力軸34も入力軸12と同方向に回転して第1モードを得ることができる。

また、第1モードでトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大増速位置に傾転させたときに、クラッチ59の相対速度が零となるので、この状態でブレーキ50を非作動状態とすると同時にクラッチ59を締結状態とすると、入力軸12の回転駆動力が歯車36、37、副回転軸38、クラッチ59及び歯車54、52を介して第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32にトロイダル形無段変速機10を介さずに直接伝達され、これが入力軸12と同方向に回転される第2モードにシンクロナスチェンジすることができる。

さらに、第2モードでトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大減速位置に傾転させたときに、クラッチ57の相対速度が零となるので、この状態でクラッチ

59を非作動状態とすると同時にクラッチ57を締結状態とすると、入力軸12の回転駆動力が歯車36、37、副回転軸38、クラッチ57及び歯車56を介して第1の遊星歯車組21Aのリングギヤ28に伝達されると共に、トロイダル形無段変速機10を介して第1の遊星歯車組21Aのサンギヤ25に伝達される第3モードにシンクロナスチェンジすることができる。

なおさらに、クラッチ58のみを締結状態とすると、第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32が固定状態となり、リングギヤ33がトロイダル形無段変速機10の出力軸18と同一方向即ち入力軸12と逆方向に回転することになり、その回転力が第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27を介して出力軸34に伝達され、出力軸34が入力軸12と逆方向に回転されて後退モードを得ることができる。

この第2実施例においても、第1モードにおいては、入力軸12に加えられる動力の全てがトロイダル形無段変速機10及び第1の遊星歯車組21Aを介して出力軸34に伝達され、第2モードにおいては、入力軸12に加えられる動力が副回転軸38及び第2の遊星歯車組21Bを介して出力軸34に伝達され、一部の動力が第2の遊星歯車組21B及びトロイダル形無段変速機10を介して入力軸12に戻される所謂インバースパワーリジェネレートの状態となり、第3モードにおいては、入力軸に加えられる動力がトロイダル形無段変速機10及び副回転軸38を介して第1の遊星歯車組21Aに伝達されるトルクスプリットの状態となり、後退モードにおいては、入力軸12に加えられる動力の全てがトロイダル形無段変速機10及び第2の遊星歯車組21Bを介して出力軸34に伝達される。したがって、前記第1実施例と同様に、第2及び第3モードでのトロイダル形無段変速機10の動力損失を少なくして車両の燃費の向上を図ることができる。

次に、この発明の第3実施例を第6図について説明する。

この第3実施例は、入力軸12とトロイダル形無段変速機10の出力軸18とが互いに平行に配設され、入力軸12と加圧機構13とが歯車60、61を介して連結されていると共に、加圧機構13を支持するベアリング15と出力ディスク16を支持するベアリング19とがベアリング19を外側とする関係で近接して固定部に配設され、このベアリング19の外側にワンウェイクラッチ62が配設され、且つ入力軸12に加えられる動力が第2の動力伝達機構22Bとしてのクラッチ63及び歯車64、41を介して第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に伝達され、さらに入力軸12に加えられる動力が第3の動力伝達機構22Cとしてのクラッチ65及び歯車66を介して第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27に連結された歯車43に伝達され、また出力軸34が歯車67及び68を介して最終出力軸69に連結されていることを除いては、前記第1実施例と同様の構成を有し、第1図との対応部分には同一符号を付してその詳細説明



はこれを省略する。

この第3実施例によると、第1の動力伝達機構22Aとしてのクラッチ35のみを締結状態とすることにより、入力軸12に加えられる回転駆動力が歯車60及び61を介してトロイダル形無段変速機10の加圧機構13に伝達され、入力ディスク14、パワーローラ17及び出力ディスク16を介して出力軸18に伝達され、出力軸18が入力軸12と同一方向に回転する。そして、第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27が固定されているので、リングギヤ28が入力軸12と逆方向に回転し、その回転力が第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32を介して出力軸34に伝達され、さらに歯車67及び68を介して最終出力軸69に伝達されて、この最終出力軸69が入力軸12と同一方向に回転駆動されて第1モードが得られる。

この第1モードからトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大増速位置とすることにより、入力軸12と第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に連結された歯車64との間に介装されたクラッチ63の相対回転速度が零となり、この状態でのクラッチ35を非締結状態とすると同時にクラッチ63を締結状態とすることにより、入力軸12に加えられる回転駆動力がクラッチ63及び歯車64、41を介して第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に伝達され、リングギヤ33が入力軸12と逆方向に回転駆動され、一方サンギヤ30が入力軸12と同一方向に回転しているので、第2の遊星歯車組21Bの歯数比と歯車60、61、64、41の歯数比とを適宜選定することにより、プラネタリキャリア32が入力軸12と逆方向に回転駆動され、その回転駆動力が出力軸34、歯車67及び68を通じて最終出力軸69に伝達されるので、最終出力軸69が入力軸12と同一方向に回転し、且つリングギヤ33に伝達された回転駆動力の一部が第2の遊星歯車組21Bのサンギヤ30、出力軸18、トロイダル形無段変速機10及び歯車61、60を介して入力軸12に戻されるインバースパワーリジェネレート状態となる第2モードに移行する。

この第2モードからトロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大減速位置とすることにより、入力軸12と第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27に連結された歯車66との間に介装されたクラッチ65の相対回転速度が零となり、この状態でクラッチ63を非締結状態とすることにより、入力軸12に加えられる回転駆動力がクラッチ65及び歯車66を介して第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27に伝達され、プラネタリキャリア27が入力軸12と逆方向に回転駆動され、一方サンギヤ25が入力軸12、歯車60、61及びトロイダル形無段変速機10を介して入力軸12の動力が伝達されてサンギヤ25が入力軸12と同一方向に回転されるので、リングギヤ28が入力軸12と逆方向に回転駆動されることにより、これに連結されたプラネタリキャリア32も入力軸12と逆方向に回転駆動され、その回転駆動力が出力軸34、歯車67及び68を通じて最終出力軸69に伝達されて、最終出力軸69が入力軸12と

同一方向に回転するトルクスプリッド状態となる第3モードに移行する。

また、ブレーキ50のみを締結状態とすると、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33が固定部に固定されるので、プラネタリキャリア32がトロイダル形無段変速機10の出力18と同一方向即ち入力軸12と同一方向に回転し、その回転力が出力軸34及び歯車67、68を介して最終出力軸69に伝達され、この最終出力軸69が入力軸12と逆方向に回転駆動されて後退モードに移行する。

この第3実施例においても、第1モード及び後退モードでは、入力軸12に加えられる回転駆動力が全てトロイダル形無段変速機10及び遊星歯車組21A又は21Bを介して最終出力軸69に伝達されるので、動力循環状態となることがなく、しかも第2のモードでは、第2の遊星歯車組21Bに伝達された回転駆動力の一部がサンギヤ30、トロイダル形無段変速機10並びに、歯車61及び60を介して入力軸12に戻され、第3モードでは入力軸12の動力がトロイダル形無段変速機10及び第3の動力伝達機構22Cを介して第1の遊星歯車組21Aに伝達されるので、第1の実施例と同様に、トロイダル形無段変速機10内での動力損失を少なくして、燃費を向上させることができる。さらに、この第3実施例においては、トロイダル形無段変速機10の入力ディスク14を加圧機構13を介して支持するベアリング15と出力ディスク16を支持するベアリング19とをトロイダル形無段変速機10の一方側に集めているので、入力ディスク14及び出力ディスク16に生じる互いの逆方向のスラスト荷重が両ベアリングに作用してこれらが相殺されることになり、ハウジングに掛かる荷重が軽減される利点がある他、出力軸34の回転方向が入力軸12とは逆方向となるので、一組の歯車67、68によって反転させて入力軸12と同一の正転方向とすると共に、両歯車67、68の歯数比を選択することによって最終出力軸69の回転速度を所望の値とすることができる利点がある。

次に、この発明の第4実施例を第7図について説明する。

この第4実施例は、トロイダル形無段変速機10と遊星歯車機構20とを並列に配設したものであり、以下述べる構成を除いては前記第1実施例と同様の構成を有し、第1図との対応部分には同一符号を付してその詳細説明はこれを省略する。

すなわち、トロイダル形無段変速機10の出力ディスク16に歯車70が一体回転可能に取出けられ、この歯車70に噛合する歯車71を有する出力軸18が連結されている。また、入力軸12に固着された歯車72に、これに噛合する歯部73aを有する回転筒体73が連結され、この回転筒体73及び第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33間に第2の動力伝達機構22Bとしてのクラッチ74が介装されている。さらに、回転筒体73に噛合する歯車75を有する副回転軸76が出力軸18と平行に配設され、この副回転軸76に固着された歯車77に出力軸18にベアリング78によって回転自

在に支持された歯車79が噛合され、この歯車79と第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27との間に第3の動力伝達機構22Cを構成するクラッチ80が介挿されている。またさらに、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33及びハウジング等の固定部間に後退動力伝達機構23としてのクラッチ81が介装され、さらに第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32に連結された出力軸34が歯車82を介して終減速装置83の終減速歯車83aに連結されている。

この第4実施例によっても、クラッチ35のみを締結状態とすることにより、第1の遊星歯車組21Aのプラネタリキャリア27が固定部に固定されるので、リングギヤ28が出力軸18と逆方向即ち入力軸12と逆方向に回転し、この回転力が第2の遊星歯車組21Bのプラネタリキャリア32を介して出力軸34に伝達され、さらに歯車82を介して終減速装置83の終減速歯車83aに伝達され、この終減速歯車83aが入力軸12と同一方向に回転駆動されて第1モードが得られる。

また、第1モードにおいて、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大増速位置とすることにより、クラッチ74の相対回転速度が零となり、この状態でクラッチ35を非締結状態とすると同時にクラッチ74を締結状態とすると、入力軸12に加えられる回転駆動力が第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33に直接伝達される第2モードに移行する。

さらに、第2モードにおいて、トロイダル形無段変速機10のパワーローラ17を最大減速位置とすることにより、クラッチ80の相対回転速度が零となり、この状態でクラッチ74を非締結状態とすると同時にクラッチ80を締結状態とすると、入力軸12に加えられる回転駆動力がトロイダル形無段変速機10及び第3の動力伝達機構22Cを介して第1の遊星歯車組21Aに伝達される第3モードに移行する。

なおさらに、クラッチ81のみを締結状態とすると、第2の遊星歯車組21Bのリングギヤ33が固定部に固定されるので、そのプラネタリキャリア32が出力軸18と同一方向即ち入力軸12と同一方向に回転し、差動装置83の終減速歯車83aが入力軸12と逆方向に回転して後退モードが得られる。

したがって、上記第4実施例においても、第1モード及び後退モードでは、入力軸12に加えられる回転駆動力が全てトロイダル形無段変速機10を介して伝達され、その回転駆動力を越える駆動力がトロイダル形無段変速機10に作用することはない。しかも第2モードでは、入力軸12に加えられる回転駆動力が直接第2の遊星歯車組21Bに伝達され、その一部がトロイダル形無段変速機10を経て入力軸12に戻されるインバースパワーリジェネレート状態となるが、トロイダル形無段変速機10を通る回転駆動力は、入力軸12に加えられる回転駆動力と略同程度もしくはそれ以下に抑えることができ、同様に第3モー

ドでも入力軸12に加えられる回転駆動力がトロイダル形無段変速機10及び第3の動力伝達機構22Cを介して第1の遊星歯車組21Aに伝達されるトルクスプリット状態となり、トロイダル形無段変速機10を通る回転駆動力は入力軸12に加えられる回転駆動力を越えることはなく、トロイダル形無段変速機10内での動力損失を軽減して、トロイダル形無段変速機の損傷、焼付等を防止することができると共に、燃費を向上させることができ、そのうえ、トロイダル形無段変速機10と遊星歯車機構20とが並列配置されているので、変速装置の全長を短くすることができ、また出力軸34の出力側と入力軸12の入力側とが同一方向であり、出力軸34から直接終減速装置83の歯車83aを駆動する3軸構成とすることができ、横置きエンジンの前輪駆動車用として小型化することができると共に、従来の手動変速機や自動変速機との互換性のある高効率の無段変速機構を構成することができる利点がある。

なお、上記各実施例においては、入力軸12とこれと平行な軸との間の動力伝達を歯車を介して行う場合について説明したが、これに限定されるものではなく、チェーン、摩擦車等の他の動力伝達機構を適用することも可能であり、チェーンを適用する場合には、第3実施例及び第4実施例において出力軸34の回転方向が逆方向となることを除いては同様の作用効果を得ることができる。

また、上記各実施例においては、全てトロイダル形無段変速機として、入力ディスク14及び出力ディスク16が1組のシングルキャビティ形のトロイダル形無段変速機10を適用した場合について説明したが、2組の入力ディスク14及び出力ディスク16を機構的に並列に配設したダブルキャビティ形のトロイダル形無段変速機を適用することもできる。

さらに、上記各実施例においては、第1の動力伝達機構22A及び後退動力伝達機構23のクラッチを単に締結状態及び非締結状態にする場合について説明したが、これらを発進クラッチとして使用することもできる。

#### 【発明の効果】

以上説明したように、この発明によれば、第1の動力伝達機構を作動状態としたときには、入力軸に加えられる回転駆動力の全てがトロイダル形無段変速機及び第1の遊星歯車組を介して出力軸に伝達され、第2の動力伝達機構を作動状態としたときには、入力軸に加えられる回転駆動力が直接第2の遊星歯車組に伝達され、この第2の遊星歯車組からトロイダル形無段変速機の変速状態に応じた回転駆動力が出力軸に伝達されると共に、第2の遊星歯車組からトロイダル形無段変速機を介して入力軸側に戻され、第3の動力伝達機構を作動状態としたときには、入力軸に加えられる回転駆動力がトロイダル形無段変速機及び第3の動力伝達機構を介して第1の遊星歯車組に伝達される。そして、これらの何れのモードでもトロイダル形無段変速機を通る回転駆動力は、入力軸に加えられる回転駆動力と略同程度もしくはそれ以下に

抑えることができ、トロイダル形無段変速機内での動力損失を大幅に低減することができ、効率の高い遊星歯車組の使用と相俟って通常の手動変速機に近い高効率が得られる。しかも、大きな変速比範囲を連続的に変えて燃費効率の高いエンジン回転数で運転する無段変速の効果も加わって手動変速機より優れた車両燃費を達成することができると共に、トロイダル形無段変速機を通る回転駆動力が小さいので、トロイダル形無段変速機の寿命を長期化することができ、しかも原動機からの回転駆動力に何ら制限がなく、原動機が有する能力を十分に活用することができる等の効果が得られる。

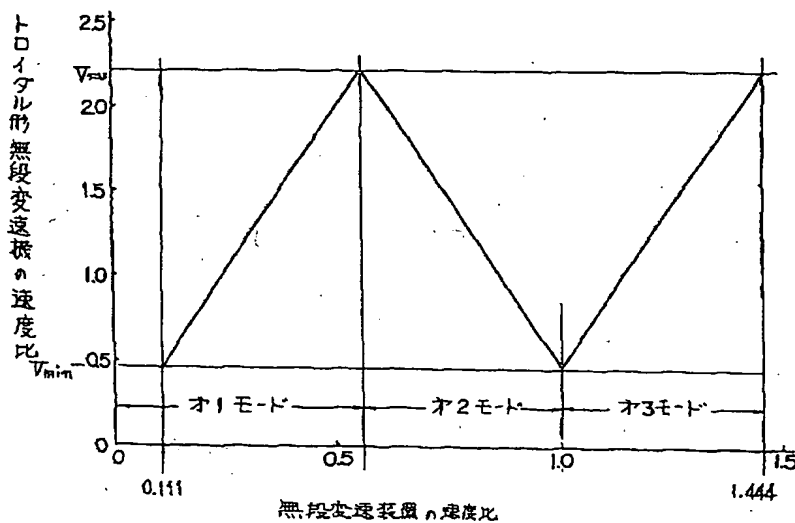
【図面の簡単な説明】

第1図はこの発明の第1実施例を示す概略構成図、第2図は変速装置全体の速度比とトロイダル形無段変速機の速度比との関係を示すグラフ、第3図は変速装置全体の速度比とトロイダル形無段変速機の伝達動力比との関係

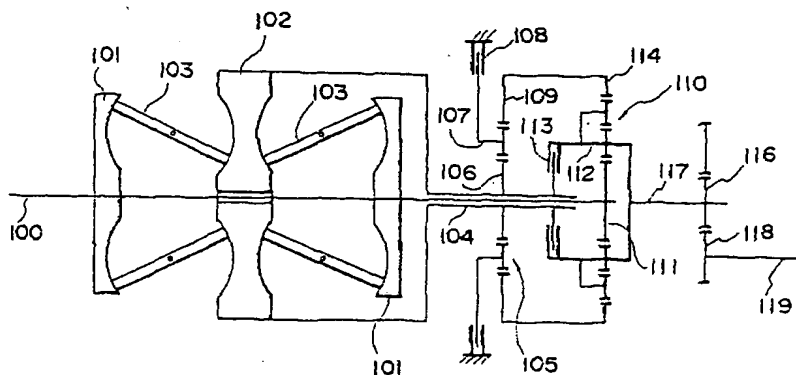
を示すグラフ、第4図は第1実施例の変形例を示す概略構成図、第5図はこの発明の第2実施例を示す概略構成図、第6図はこの発明の第3実施例を示す概略構成図、第7図はこの発明の第4実施例を示す概略構成図、第8図は従来例を示す概略構成図である。

図中、1はトロイダル形無段変速装置、10はトロイダル形無段変速機、12は入力軸、14は入力ディスク、16は出力ディスク、17はパワーローラ、18は出力軸、20は遊星歯車機構、21Aは第1の遊星歯車組、21Bは第2の遊星歯車組、22Aは第1の動力伝達機構、22Bは第2の動力伝達機構、22Cは第3の動力伝達機構、25、30はサンギヤ、26、31はピニオンギヤ、27、32はプラネタリキャリア、28、33はリングギヤ、34は出力軸、35、42、47、55、57、58、63、65、80、81はクラッチ、38は副回転軸、48、50はブレーキである。

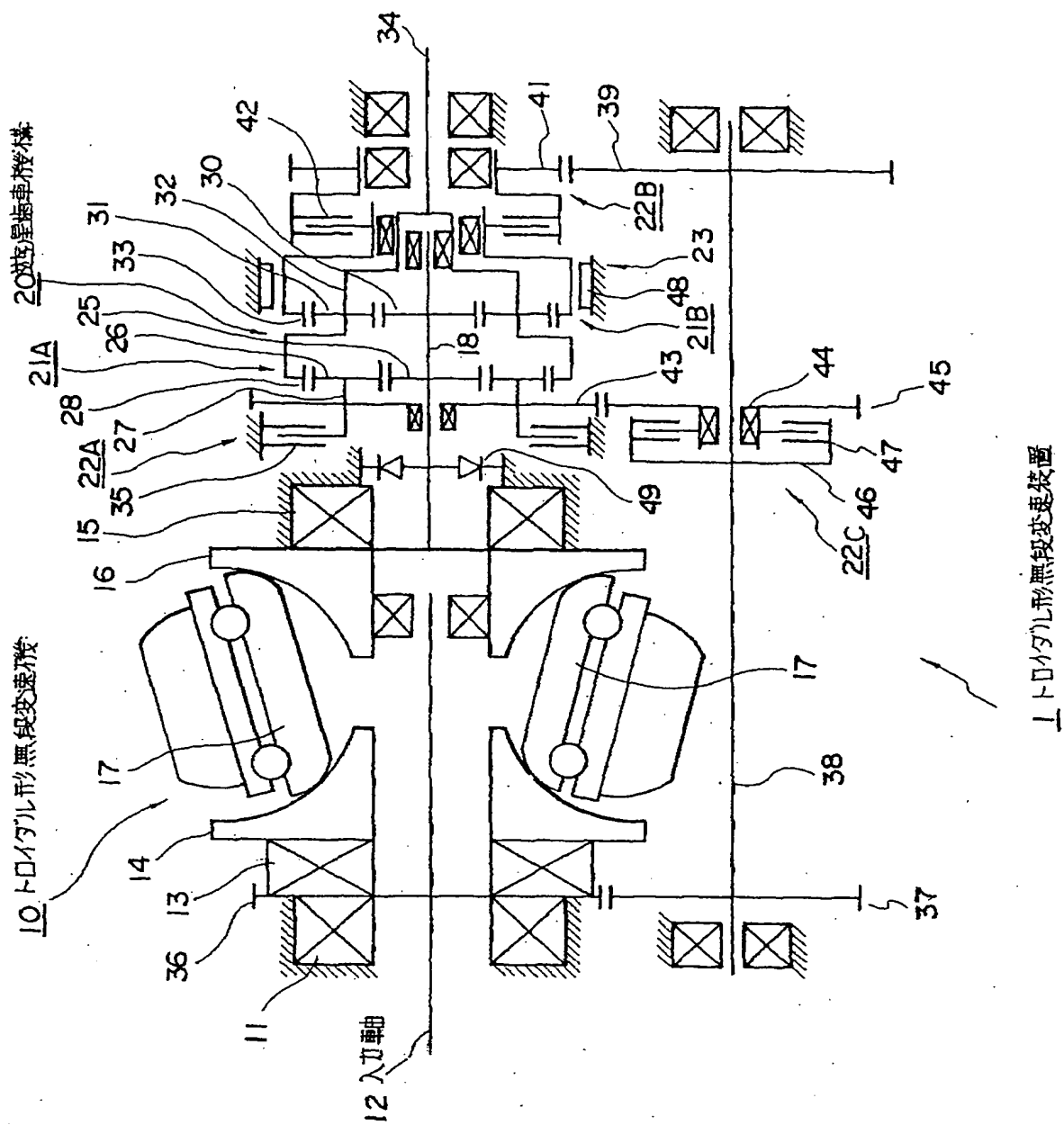
【第2図】



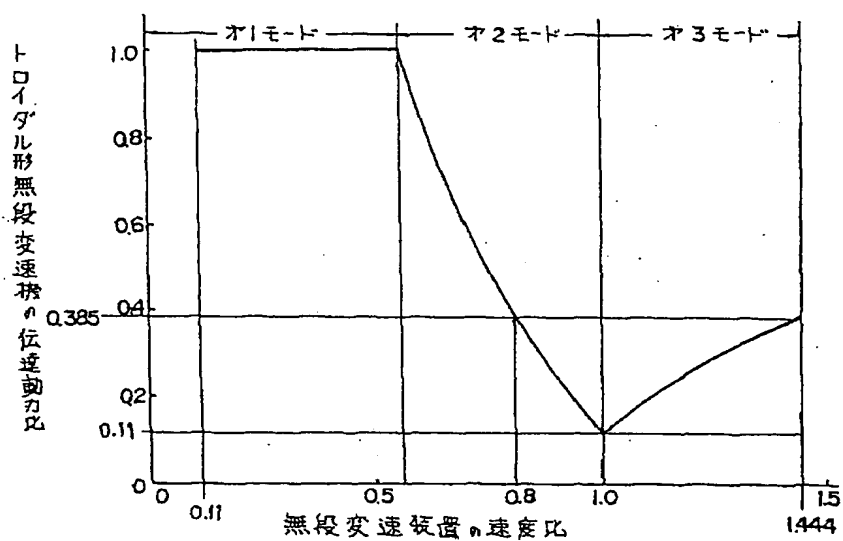
【第8図】



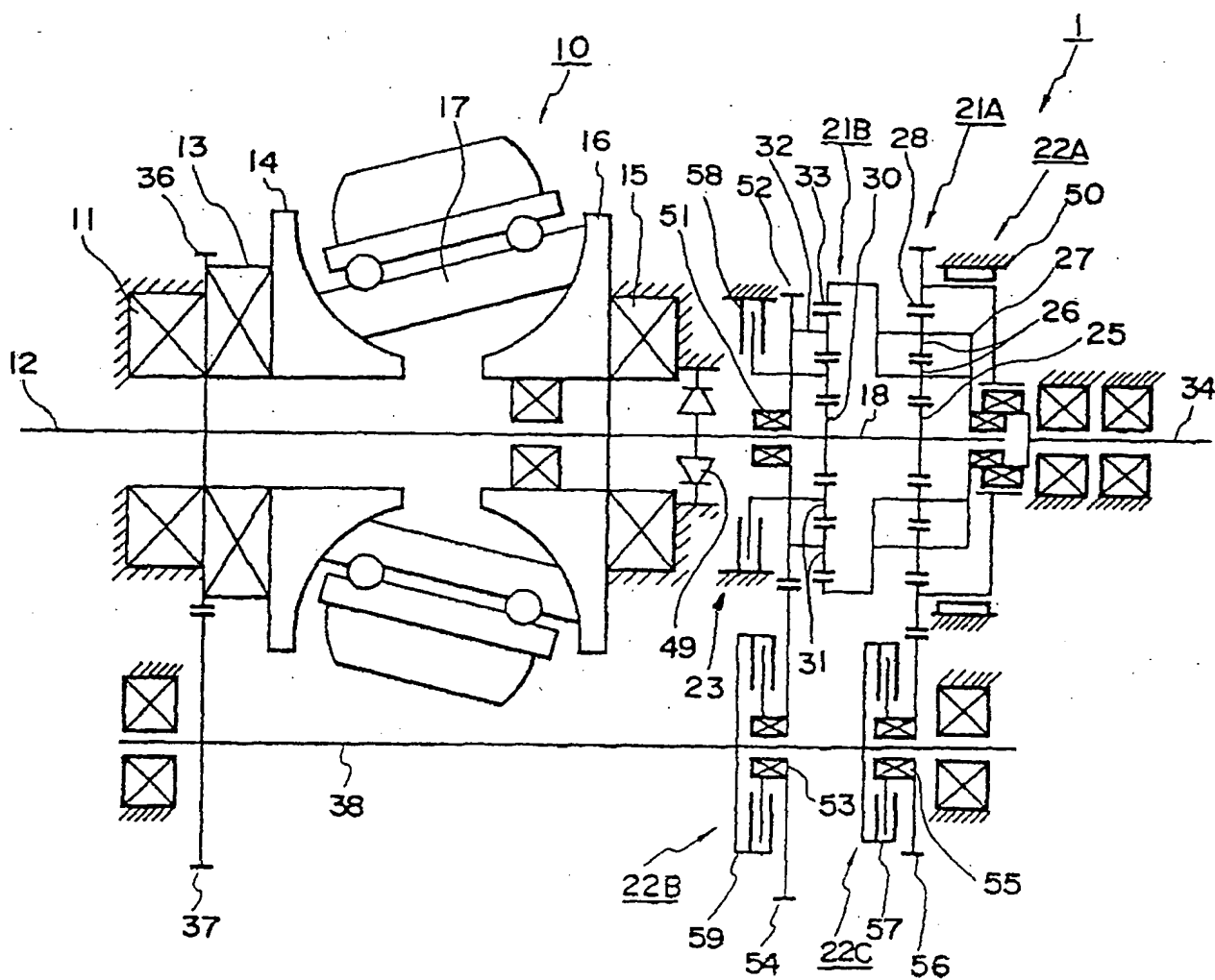
【第1図】



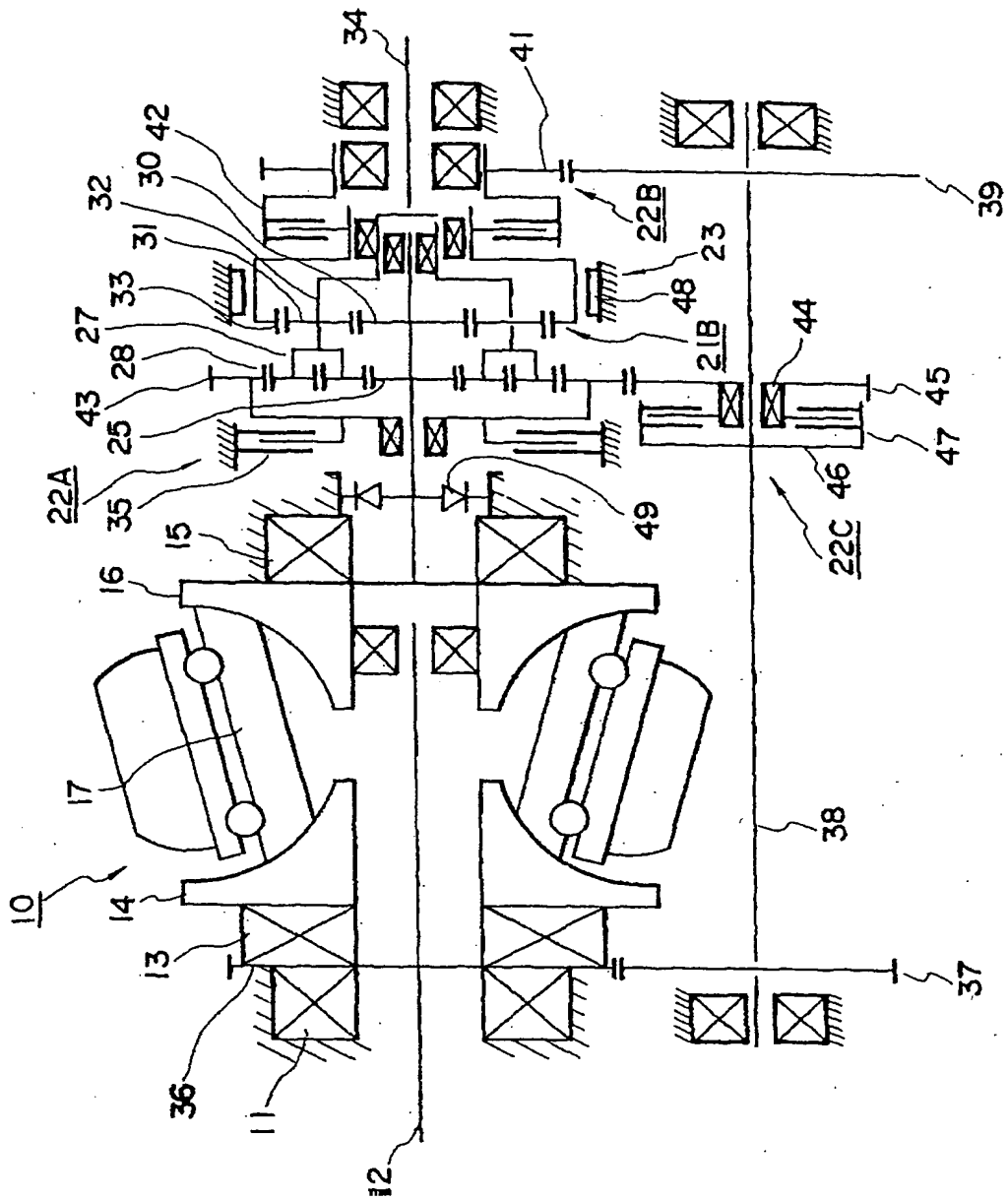
【第3図】



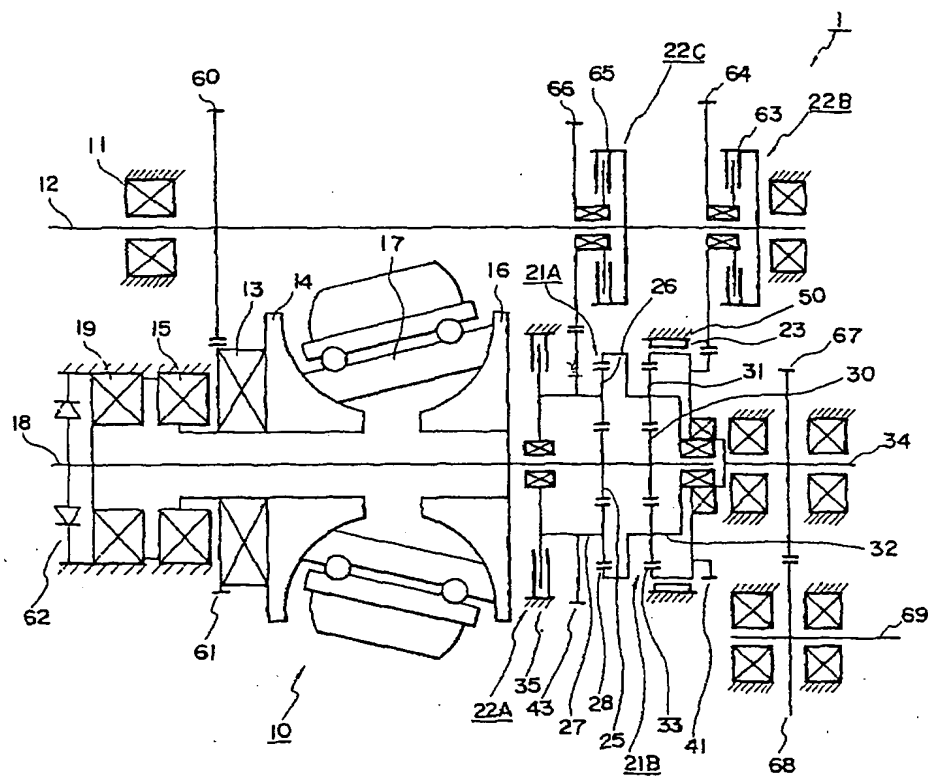
【第5図】



【第4図】

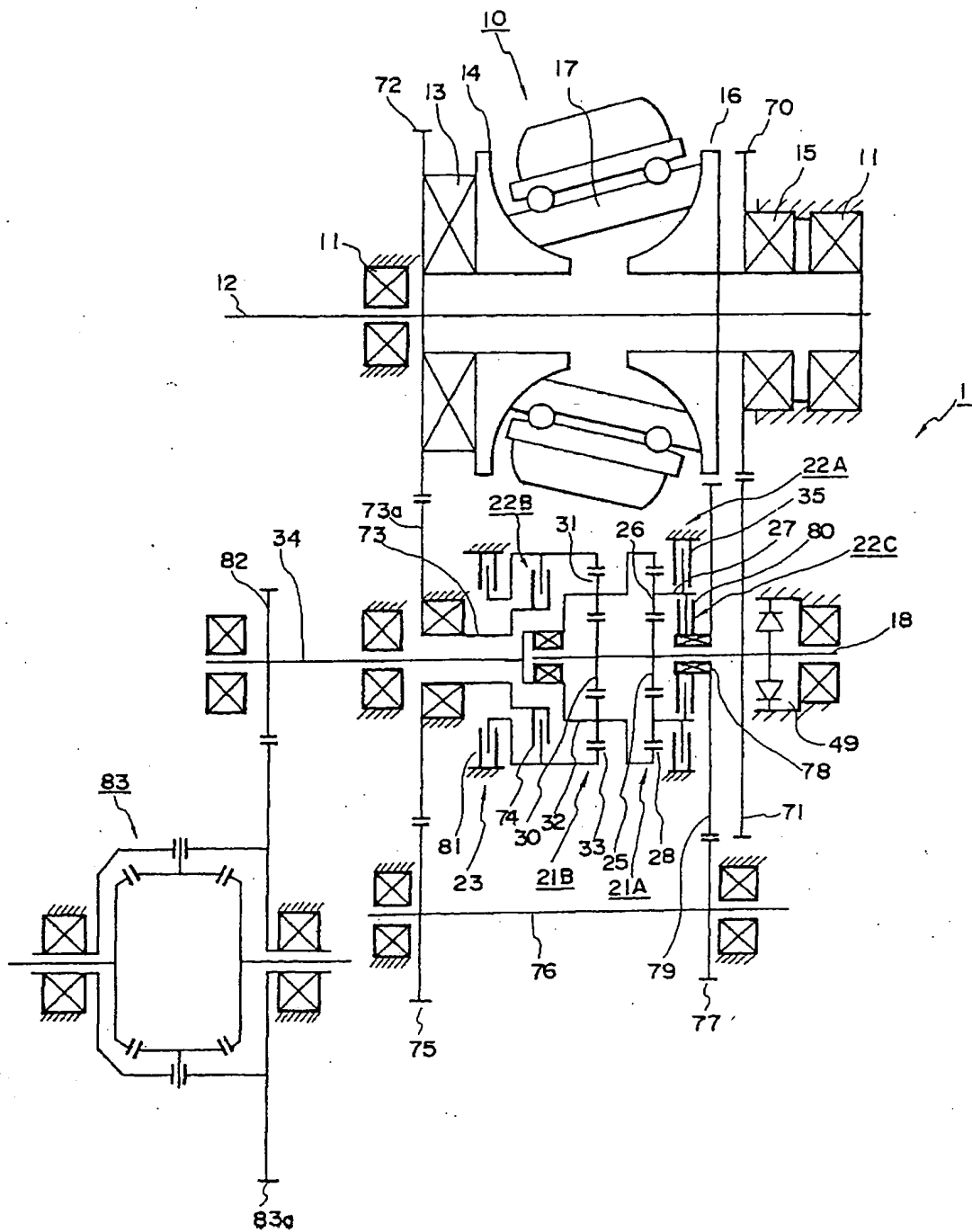


【第6図】





【第7図】



フロントページの続き

(56) 参考文献 特開 昭58-131456 (J P, A)  
特開 昭61-31761 (J P, A)  
特開 昭61-244961 (J P, A)  
特開 昭62-255655 (J P, A)  
特開 平1-169169 (J P, A)  
特開 昭56-28343 (J P, A)  
米国特許3406597 (U S, A)  
仙波 正荘「歯車第10巻」(昭42-11  
-30) 日刊工業新聞社 P. 3809-  
3836, -4054-4062

(58) 調査した分野(Int. Cl. 6, D B 名)  
F16H 37/02  
F16H 15/38